

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Hyun Young CHOI
Title: SPEED CHANGE GEAR FOR AUTOMATIC
TRANSMISSION
Appl. No.: Unassigned
Filing Date: 07/14/2003
Examiner: Unassigned
Art Unit: Unassigned

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
PO Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

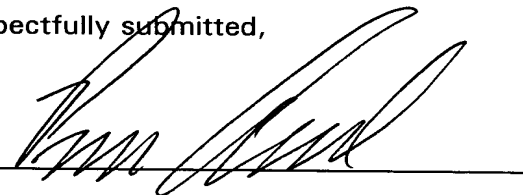
The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- JAPAN Patent Application No. 2002-207330 filed 07/16/2002.

Respectfully submitted,

By



Pavan K. Agarwal
Attorney for Applicant
Registration No. 40,888

Date July 14, 2003

FOLEY & LARDNER
Customer Number: 22428



22428

PATENT TRADEMARK OFFICE

Telephone: (202) 945-6162

Facsimile: (202) 672-5399

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2002年 7月16日

出 願 番 号

Application Number:

特願2002-207330

[ST.10/C]:

[JP2002-207330]

出 願 人

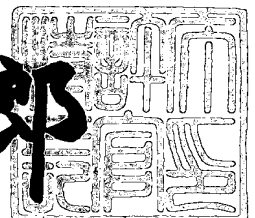
Applicant(s):

ジャトコ株式会社

2003年 4月15日

特 許 庁 長 官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田 信一郎



出証番号 出証特2003-3027530

【書類名】 特許願

【整理番号】 20020014

【提出日】 平成14年 7月16日

【あて先】 特許庁長官 及川 耕造 殿

【国際特許分類】 F16H 3/44

【発明の名称】 自動変速機用歯車変速装置

【請求項の数】 5

【発明者】

【住所又は居所】 静岡県富士市今泉700番地の1 ジャトコ株式会社内

【氏名】 崔 眩永

【特許出願人】

【識別番号】 000231350

【氏名又は名称】 ジャトコ株式会社

【代理人】

【識別番号】 100072051

【弁理士】

【氏名又は名称】 杉村 興作

【選任した代理人】

【識別番号】 100059258

【弁理士】

【氏名又は名称】 杉村 暁秀

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 074997

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 0004917

【ブルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 自動変速機用歯車変速装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 動力源からの回転を入力する入力部と、

この入力部に同軸に配置されるとともに当該歯車変速装置の出力回転を伝達する出力部と、

これら入力部と出力部間に多数の伝動経路を提供可能な、複合遊星歯車列を含む複数の遊星歯車組と、

これら複数の遊星歯車組は該伝動経路の 1 つを選択して対応変速比で前記入力部回転を変速し、前記出力部へ出力し得るようになすための選択的に断接可能なクラッチおよびブレーキとを具え、

前記複数の遊星歯車組から 1 組の遊星歯車組は、入力回転を常時減速して出力する減速用遊星歯車組とし、

前記クラッチおよびブレーキの締結・解放の組み合わせにより少なくとも前進 6 速・後退 1 速を選択可能とした自動変速機用歯車変速装置において、

前記クラッチのうち 2 つのクラッチは前記減速用遊星歯車組から前記複合遊星歯車列への減速回転を断接するクラッチとされ、

前記クラッチのうち 1 つのクラッチは、前記入力回転を等速で前記複合遊星歯車列に出力する直結クラッチとされて、前記減速用遊星歯車組のリングギヤの径方向外方に配設され、

前記リングギヤはその外周部に、前記直結クラッチを構成しその直結クラッチへの入力部材となるクラッチハブを具えたことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項 2】 請求項 1 において、前記減速用遊星歯車組は、前記リングギヤに噛み合うピニオンと、そのピニオンに噛み合うサンギヤと、前記ピニオンを回転自在に支持するキャリアとから成り、回転入力メンバを前記リングギヤとし、回転出力メンバをキャリアとするシングルピニオン型遊星歯車組であることを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項 3】 請求項 1 又は請求項 2 において、当該自動変速機用歯車変速装置

は前記減速用遊星歯車組から前記複合遊星歯車列への減速回転を断接する 2 つのクラッチを有し、前記直結クラッチの前記クラッチハブと前記減速用遊星歯車組の前記リングギヤとを軸線方向に関して少なくとも一部で重なるように設けたことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項 4】 請求項 1 ～請求項 3 までの何れか一項において、前記複合遊星歯車列と前記 2 つのクラッチとを、前記減速用遊星歯車組に対し前記入力部と反対側にそれぞれ配置したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項 5】 請求項 1 ～請求項 4 までの何れか一項において、前記直結クラッチの前記クラッチハブと前記減速遊星歯車組の前記リングギヤとは同一部材であることを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、エンジン等の動力源と、動力源からの回転を減速する減速用遊星歯車組と、この減速回転を入力される変速機構とを配列され、減速用遊星歯車組のリングギヤの外周に、動力源からの回転を等速で後段の変速機構に伝達する直結クラッチを配設した自動変速機用歯車変速装置に関し、特に、ギヤトレインの小型化を図る技術に関する。

【0002】

【従来の技術】

自動変速機は今日、燃費性能の向上や運転性の向上を狙って多段化される傾向にあるが、従来、前進 6 速・後進 1 速を達成する自動変速機の軸長の増大を防いで車両搭載性を向上させることでギヤノイズを低減させる技術として、例えば、図 8 に示す特開 2 0 0 0 - 5 5 1 5 2 号公報に記載されているような構成を有する自動変速機用歯車変速装置が提案されている。

【0003】

上記文献の自動変速機用歯車変速装置では、減速遊星歯車組とカウンタドライブギヤとが変速機の前端側（車両の中央）に近づけて配置される。ここでの減速遊星歯車組 G1 は、ダブルピニオン型遊星歯車組として構成され、変速機入力軸 1

からの回転をキャリアPC1を通して直結クラッチC3に伝達するようにするとともに、直結クラッチC3を減速遊星歯車組G1の外周側に配置する。また、カウンターギヤ101は、減速遊星歯車組G1の後方に配置される。かかる構成により、減速遊星歯車組G1とカウンターギヤ101とを変速機の前端側（車両の中央）に近づけて配置することで、ギヤノイズの低減を可能とし、かつ、減速遊星歯車組に関しメンバを重合配置することで、変速機の全長短縮を可能とするものである。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、変速機の前端側においてファイナルギヤのギヤ比の自由度を増すためには、ギヤトレインの主軸とデフ軸との軸間距離に対して大きなデフリングギヤ径の確保が必要とされる。

【0005】

しかしながら、上記従来技術の減速遊星歯車組G1におけるメンバの重合配置では、直結クラッチC3のクラッチハブ102が、減速遊星歯車組G1の第1リングギヤR1の径方向外方に配置された構成とされている。それゆえ、ギヤトレインの径方向に関しては、クラッチハブ102の厚さ分及びクラッチハブ102と第1リングギヤR1との隙間分を確保することが必要とされるために、ギヤトレインの主軸とデフ軸の軸間距離に対して大きなデフリングギヤ（図示せず）径を確保することは困難であるという問題点があった。

【0006】

そこで、本発明は、上記問題点を有利に解消して、多段化に伴う自動変速機の軸長の短縮を図りながら径方向の拡大を防止することにより、ギヤトレインの主軸とデフ軸との軸間距離に対して大きなデフリングギヤの外径を確保することができる自動変速機用歯車変速装置を提供することを目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】

この目的のため本発明による自動変速機用歯車変速装置は、請求項1に記載のように、動力源からの回転を入力する入力部と、この入力部に同軸に配置されるとともに当該歯車変速装置の出力回転を伝達する出力部と、これら入力部と出力

部間に多数の伝動経路を提供可能な、複合遊星歯車列を含む複数の遊星歯車組と、これら複数の遊星歯車組は該伝動経路の1つを選択して対応変速比で前記入力部回転を変速し、前記出力部へ出力し得るようになるための選択的に断接可能なクラッチおよびブレーキとを具え、前記複数の遊星歯車組から1組の遊星歯車組は、入力回転を常時減速して出力する減速用遊星歯車組とし、前記クラッチおよびブレーキの締結・解放の組み合わせにより少なくとも前進6速・後退1速を選択可能とした自動変速機用歯車変速装置を前提とする。

【0008】

本発明においては、上記クラッチのうち2つのクラッチは上記減速用遊星歯車組から上記複合遊星歯車列への減速回転を断接するクラッチとされ、上記クラッチのうち1つのクラッチは、上記入力回転を等速で前記複合遊星歯車列に出力する直結クラッチとされて、前記減速用遊星歯車組のリングギヤの径方向外方に配設され、前記リングギヤはその外周部に、前記直結クラッチを構成しその直結クラッチへの入力部材となるクラッチハブを具えたことを特徴とする。

【0009】

【発明の効果】

かかる本発明の自動変速機用歯車変速装置によれば、少なくとも前進6速・後退1速の変速段を選択可能な自動変速機用歯車変速装置は、直結クラッチを、減速用遊星歯車組のリングギヤの径方向外方に配設され、当該リングギヤはその外周部に、直結クラッチを構成しその直結クラッチへの入力部材となるクラッチハブを具えたから、

ギヤトレインの径方向に関し、リングギヤの外周部と直結クラッチのクラッチハブとは一体化されるので、クラッチハブの厚さ分及びクラッチハブとリングギヤとの隙間分の確保を不要とすることができる。それゆえ、変速機の前端側でのメンバを重合配置することによる変速機全長の短縮を可能とした構成において、自動変速機の径方向の拡大を防止させ得て、ギヤトレインの主軸とデフ軸の軸間距離に対して大きなデフリングギヤ外径の確保を可能とすることができる。なお、直結クラッチは減速トルクが伝達されないため他の部分に配置されたクラッチと比較すると比較的小容量ですむ。

【 0 0 1 0 】

従って、自動変速機の軸線方向長さの拡大を防止させつつ径方向長さの拡大をも防止させることができるので、ギヤノイズの低減を可能とし、かつ、ギヤトレインの主軸とデフ軸の軸間距離に対して大きなデフリングギヤ外径の確保を可能として車両搭載性の向上を図ることができる。

【 0 0 1 1 】

なお上記の自動変速機用歯車変速装置は、請求項 2 に記載のように、前記減速用遊星歯車組を、前記リングギヤに噛み合うピニオンと、そのピニオンに噛み合うサンギヤと、前記ピニオンを回転自在に支持するキャリアとから成り、回転入力メンバを前記リングギヤとし、回転出力メンバをキャリアとするシングルピニオン型遊星歯車組として構成することが好ましい。

【 0 0 1 2 】

かかる構成によれば、自動変速機の径方向に関して減速用遊星歯車組をより小径化させることができるから、ギヤトレインの主軸とデフ軸との軸間距離に対してより大きなデフリングギヤ径の確保を可能なものとすることができる。

【 0 0 1 3 】

また、上記の自動変速機用歯車変速装置は、請求項 3 に記載のように、前記減速用遊星歯車組から前記複合遊星歯車列への減速回転を断接する 2 つのクラッチを有し、前記直結クラッチの前記クラッチハブと前記減速用遊星歯車組の前記リングギヤとを軸線方向に関して少なくとも一部で重なるように設けることが好ましい。かかる構成によれば、自動変速機の軸線方向長さの拡大を防止させることができる。

【 0 0 1 4 】

また、上記の自動変速機用歯車変速装置は、請求項 4 に記載のように、前記複合遊星歯車列と前記 2 つのクラッチとを、前記減速用遊星歯車組に対し前記入力部と反対側にそれぞれ配置するのが好ましい。このようにすれば、前記複合遊星歯車列と前記 2 つのクラッチとは、減速用遊星歯車組に対し入力部と反対側にそれぞれ配置されるから、減速側の入力と直結クラッチの入力とを近づけた構成とすることができ、上述した効果を有利に発揮できるレイアウトを実現できる。

【 0 0 1 5 】

また、上記の自動変速機用歯車変速装置は、請求項 5 に記載のように、前記直結クラッチの前記クラッチハブと前記減速遊星歯車組の前記リングギヤとは同一部材であることが好ましく、このようにすれば、リングギヤの外周に直結クラッチのクラッチハブを容易に形成できる。

【 0 0 1 6 】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づき詳細に説明する。

図 1 は、本発明の一実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置を模式的に示し、G1 は第 1 遊星歯車組、G2 は第 2 遊星歯車組、G3 は第 3 遊星歯車組、M1 は第 1 連結メンバ、M2 は第 2 連結メンバ、C1 は第 1 クラッチ、C2 は第 2 クラッチ、C3 は第 3 クラッチ、B1 は第 1 ブレーキ、B2 は第 2 ブレーキ、Input は入力部（入力軸 1）、Output は出力部（出力歯車 2）である。

【 0 0 1 7 】

本実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置は、図 1 の左端部（入力部 Input に近い端部）より順次、シングルピニオン型遊星歯車組で構成した減速装置としての第 1 遊星歯車組 G1、シングルピニオン型の第 2 遊星歯車組 G2、ダブルサンギヤ型の第 3 遊星歯車組 G3 を同軸に配置し、

第 1 遊星歯車組 G1 により減速用遊星歯車組を構成し、第 2 遊星歯車組 G2 および第 3 遊星歯車組 G3 により後段の変速機構を構成する。

【 0 0 1 8 】

第 1 遊星歯車組 G1 は、第 1 サンギヤ S1 と、第 1 リングギヤ R1 と、これらギヤ S1、R1 に噛み合う第 1 ピニオン P1 を回転自在に支持した第 1 キャリア PC1 とを有したシングルピニオン型遊星歯車組（減速用遊星歯車組）とする。

第 2 遊星歯車組 G2 は、第 2 サンギヤ S2 と、第 2 リングギヤ R2 と、これらギヤ S2、R2 に噛み合う第 2 ピニオン P2 を回転自在に支持した第 2 キャリア PC2 とを有したシングルピニオン型遊星歯車組とする。

【 0 0 1 9 】

第 3 遊星歯車組 G3 は、入力部 Input に近い側における第 3 サンギヤ S3 および入

力部Inputから遠い側における第4サンギヤS4と、これらサンギヤS3, S4の各々に噛み合う共通な第3ピニオンP3と、この第3ピニオンP3を回転自在に支持した第3キャリアPC3と、第3ピニオンP3に噛み合う1個の第3リングギヤR3とを有したダブルサンギヤ型遊星歯車組とする。

第3サンギヤS3および第4サンギヤS4は同軸に配置するが、歯数を必ずしも同じにする必要はない。

また第3キャリアPC3には、これに結合されてサンギヤS3, S4の間から径方向内方へ延在するセンターメンバCMと、第3キャリアPC3から径方向外方へ延在するアウターメンバOMとを設け、アウターメンバOMを実際には後で詳述する特異な配置とする。

なおセンターメンバCMは、第3ピニオンP3の配列ピッチ円上にあって隣り合う第3ピニオンP3間に存在する空間を貫通するよう径方向内方へ延在させる。

【0020】

入力部Inputは入力軸1で構成し、この入力軸1を第1リングギヤR1に結合すると共に、動力源としての図示せざるエンジンに同じく図示しなかったトルクコンバータを経て結合し、エンジン回転が入力軸1から第1リングギヤR1に入力されるようになる。

出力部Outputは出力歯車2で構成し、これを、第2キャリアPC2および第3リングギヤR3の結合に供されてこれらの結合体を成す第2連結メンバM2に同軸に結合し、出力歯車2からの変速機出力回転を、図示せざるファイナルギヤ組およびディファレンシャルギヤ装置を介して車両の駆動輪に伝達するようになる。

なお第1連結メンバM1は、第2サンギヤS2と第3サンギヤS3とを一体的に結合する連結メンバで、これらサンギヤの結合体を構成する。

【0021】

減速用遊星歯車組G1における第1サンギヤS1は、変速機ケース3に結合して常時固定とし、第1キャリアPC1は第1クラッチC1により第2リングギヤR2に適宜結合可能とするほか、第2クラッチC2により第2サンギヤS2に適宜結合可能とする。

第3キャリアPC3のセンターメンバCMは、第3クラッチC3により入力軸1に適

宜結合し得るようにし、従って第3クラッチC3は、入力回転を等速で（そのまま）複合遊星歯車列（遊星歯車組G2,G3）に出力する直結クラッチを構成する。

ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3における第3キャリアPC3のアウトメンバーOMは、第1ブレーキB1により適宜変速機ケース3に結合可能にして第3キャリアPC3を適宜固定可能とし、第4サンギヤS4は、第2ブレーキB2により適宜変速機ケース3に結合可能にして固定可能とする。

【0022】

上記の構成とした歯車変速装置は、クラッチC1, C2, C3およびブレーキB1, B2を図2に示す組み合わせにより締結（○印で示す）させたり、開放（無印）させることにより、対応する変速段（前進第1速～第6速、および後退）を選択することができ、これらクラッチおよびブレーキには、当該変速用の締結論理を実現する変速制御用のコントロールバルブボディー（図示せず）を接続する。

変速制御用のコントロールバルブボディーとしては、油圧制御タイプ、電子制御タイプ、およびこれらを組み合わせた併用式のものが採用される。

【0023】

以下に、上記歯車変速装置の変速作用を図2～図5に基づいて説明する。

図2は、上記した歯車変速装置における変速要素の締結論理を示し、図3～図5は該歯車変速装置の各変速段でのトルク伝達経路を示す説明図である。

図3～図5において、クラッチ、ブレーキ、メンバのトルク伝達経路を太線で示し、トルク伝達を行うギヤにハッチングを付して示した。

【0024】

（第1速）

前進第1速は図2に示すように、第1クラッチC1と第1ブレーキB1の締結により得られる。

この第1速では、第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。

一方、第3遊星歯車組G3においては、第1ブレーキB1の締結により、第3キャリアPC3がケースに固定されるため、第3リングギヤR3からの出力回転に対し、第3サンギヤS3の回転は、回転方向が逆方向の減速回転となる。そして、この第

3 サンギヤS3の回転は、第1連結メンバM1を介し、第2遊星歯車組G2の第2サンギヤS2に伝達される。

よって、第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2から正方向の減速回転が入力され、第2サンギヤS2から逆方向の減速回転が入力されることになり、第2リングギヤR2からの減速回転をさらに減速した回転が、第2キャリアPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

【0025】

この第1速でのトルク伝達経路は、図3(a)に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第1ブレーキB1、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1、第2遊星歯車組G2、および第3遊星歯車組G3（第4サンギヤS4を除く）にトルクが作用することになる。

つまり第1速では、第1遊星歯車組G1と、その後段における変速機構を構成する第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3の全ての遊星歯車組がトルク伝達に関与する。

【0026】

（第2速）

第2速は、図2に示すように、第1速で締結されていた第1ブレーキB1を解放し、第2ブレーキB2を締結する掛け替えにより、従って第1クラッチC1および第2ブレーキB2の締結により得ることができる。

この第2速では、第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。

一方、第3遊星歯車組G3においては、第2ブレーキB2の締結により、第4サンギヤS4がケースに固定されるため、第3ピニオンP3により連結されている第3サンギヤS3が固定される。そして、第1連結メンバM1を介し第3サンギヤS3と連結されている第2サンギヤS2がケースに固定される。

よって第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2から正方向の減速回転が入力され、第2サンギヤS2が固定されることになり、第2リングギヤR2からの減速回転を更に減速した回転（但し、第1速よりも高速）が、第2キャリアPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

【 0 0 2 7 】

この第 2 速でのトルク伝達経路は図 3 (b) に示す通りであり、太線で示す第 1 クラッチ C1、第 2 ブレーキ B2、および各メンバと、ハッチングで示す第 1 遊星歯車組 G1 および第 2 遊星歯車組 G2 とにトルクが作用することになる。

なお、第 3 遊星歯車組 G3 については、固定である両サンギヤ S3, S4 の回りを、非拘束の第 3 ピニオン P3 が第 3 リングギヤ R3 の出力回転に伴って公転するだけであり、回転メンバとして機能してもトルク伝達には関与しない。

【 0 0 2 8 】

(第 3 速)

第 3 速は図 2 に示すように、第 2 速で締結されていた第 2 ブレーキ B2 を解放し、第 2 クラッチ C2 を締結する掛け替えにより、従って第 1 クラッチ C1 および第 2 クラッチ C2 の締結により得ることができる。

この第 3 速では第 2 遊星歯車組 G2 において、第 1 クラッチ C1 の締結により第 1 遊星歯車組 G1 からの減速回転が第 2 リングギヤ R2 に入力される。同時に、第 2 クラッチ C2 の締結により、この減速回転が第 2 遊星歯車組 G2 の第 2 サンギヤ S2 に入力される。

よって第 2 遊星歯車組 G2 においては、第 2 リングギヤ R2 と第 2 サンギヤ S2 とから同一の減速回転が入力されることで、両ギヤ R2, S2 と一体に回転する第 2 キャリア PC2 から第 2 連結メンバ M2 を経由して出力歯車 2 への減速回転 (第 1 遊星歯車組 G1 の減速回転に同じ) が出力される。

この第 3 速でのトルク伝達経路は図 3 (c) に示す通りであり、太線で示す第 1 クラッチ C1、第 2 クラッチ C2、および各メンバと、ハッチングで示す第 1 遊星歯車組 G1 および第 2 遊星歯車組 G2 とにトルクが作用することになる。すなわち、第 3 遊星歯車組 G3 はトルク伝達に何ら関与しない。

【 0 0 2 9 】

(第 4 速)

第 4 速は図 2 に示すように、3 速で締結されていた第 2 クラッチ C2 を解放し、第 3 クラッチ C3 を締結する掛け替えにより、従って第 1 クラッチ C1 および第 3 クラッチ C3 の締結により得られる。

この第4速では、第2遊星歯車組G2において第1クラッチC1の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。

一方第3遊星歯車組G3においては、第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転がセンターメンバCMを介して第3キャリアPC3に入力される。このため、第3サンギヤS3の回転は、第3リングギヤR3の出力回転よりも増速され、この第3サンギヤS3の増速回転は、第1連結メンバM1を介して第2サンギヤS2に伝達される。

【0030】

よって第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2から減速回転が入力され、第2サンギヤS2から増速回転が入力されることになり、第2リングギヤR2からの減速回転を増速した回転（但し、入力回転よりも低回転）が、第2キャリアPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

この第4速でのトルク伝達経路は図4（a）に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第3クラッチC3、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1、第2遊星歯車組G2、および第3遊星歯車組G3（第4サンギヤS4を除く）とにトルクが作用することになる。

【0031】

（第5速）

第5速は図2に示すように、4速で締結されていた第1クラッチC1を解放し、第2クラッチC2を締結する掛け替えにより、従って第2クラッチC2および第3クラッチC3の締結により得られる。

この第5速では第2クラッチC2の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2サンギヤS2および第1連結メンバM1を介して第3サンギヤS3に入力される。同時に、第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転がセンターメンバCMを介して第3キャリアPC3に入力される。

【0032】

よって第3遊星歯車組G3においては、第3キャリアPC3に入力回転が入力され、第3サンギヤS3に第1遊星歯車組G1からの減速回転が入力されることになり、入力回転よりも増速した回転が、第3リングギヤR3から第2連結メンバM2を経由

して出力歯車 2 へ出力される。

この第 5 速でのトルク伝達経路は図 4 (b) に示す通りであり、太線で示す第 2 クラッチ C2、第 3 クラッチ C3、および各メンバと、ハッチングで示す第 1 遊星歯車組 G1 および第 3 遊星歯車組 G3 (第 4 サンギヤ S4 を除く) にトルクが作用することになる。

【 0 0 3 3 】

(第 6 速)

第 6 速は図 2 に示すように、第 5 速で締結されていた第 2 クラッチ C2 を解放し、第 2 ブレーキ B2 を締結する掛け替えにより、従って第 3 クラッチ C3 および第 2 ブレーキ B2 の締結により得られる。

この第 6 速では第 3 クラッチ C3 の締結により、入力軸 1 からの入力回転が第 3 遊星歯車組 G3 のセンターメンバ CM を介して第 3 キャリア PC3 に入力される。また第 2 ブレーキ B2 の締結により、第 3 遊星歯車組 G3 の第 4 サンギヤ S4 がケースに固定される。

【 0 0 3 4 】

よって第 3 遊星歯車組 G3 においては、第 3 キャリア PC3 に入力回転が入力され、第 4 サンギヤ S4 がケースに固定されることになり、入力回転よりも増速した回転が、第 3 リングギヤ R3 から第 2 連結メンバ M2 を経由して出力歯車 2 へ出力される。

この第 6 速でのトルク伝達経路は図 4 (c) に示す通りであり、太線で示す第 3 クラッチ C3、第 2 ブレーキ B2、および各メンバと、ハッチングで示す第 3 遊星歯車組 G3 (但し、第 3 サンギヤ S3 を除く) とにトルクが作用することになる。

【 0 0 3 5 】

(後退)

後退の変速段は図 2 に示すように、第 2 クラッチ C2 と第 1 ブレーキ B1 を締結することにより得られる。

この後退変速段では、第 2 クラッチ C2 の締結により、第 1 遊星歯車組 G1 からの減速回転が第 2 サンギヤ S2 および第 1 連結メンバ M1 を介して第 3 サンギヤ S3 に入力される。一方第 1 ブレーキ B1 の締結により、第 3 キャリア PC3 がケースに固定

される。

よって第 3 遊星歯車組 G3 においては、第 3 サンギヤ S3 に正方向の減速回転が入力され、第 3 キャリア PC3 がケースに固定となり、第 3 リングギヤ R3 からは減速した逆回転が、第 2 連結メンバ M2 を経由して出力歯車 2 へ出力される。

【 0 0 3 6 】

この後退変速段でのトルク伝達経路は図 5 に示す通りであり、太線で示す第 2 クラッチ C2、第 1 ブレーキ B1、および各メンバと、ハッチングで示す第 1 遊星歯車組 G1 および第 3 遊星歯車組 G3（但し、第 4 サンギヤ S4 を除く）とにトルクが作用することになる。

【 0 0 3 7 】

図 6 は、上記した歯車変速装置の実態構成図、図 7 は、当該実態構成のうち本発明に係わる部分を拡大して示す図である。

以下、これらの図を基に上記した歯車変速装置の実態構成を詳述するに、図 6 では歯車変速装置を、図 1， 3 ～ 5 のスケルトン図と入出力部が左右逆位置となった状態で示す。

変速機ケース 3 内に、入力軸 1 および中間軸 4 を同軸相対回転可能な突合せ状態にして横架し、これら入力軸 1 および中間軸 4 を変速機ケース 3 に対し個々に回転自在に支持する。

【 0 0 3 8 】

入力軸 1 に近い変速機ケース 3 の前端開口を、ポンプハウジング 5 およびポンプカバー 6 よりなるポンプケースにより塞ぎ、このポンプケースに入力軸 1 を貫通して軸承すると共に入力軸 1 の突出端にトルクコンバータ（図示せず）を介して動力源であるエンジン（図示せず）を駆動結合する。

【 0 0 3 9 】

入力軸 1 から遠い中間軸 4 の後端は、変速機ケース 3 の後端における端蓋 7 に回転自在に支持する。

変速機ケース 3 の軸線方向中程に中間壁 8 を設け、この中間壁 8 に出力歯車 2 を回転自在に支持し、中間壁 8 の中心孔に中空軸 9 を介して入力軸 1 および中間軸 4 の突合せ嵌合部を回転自在に支持する。

【 0 0 4 0 】

ポンプハウジング 5 およびポンプカバー 6 よりなるオイルポンプケースと、中間壁 8 との間に画成された前部（変速機の前端部）空所内に図 6 および図 7 に示すごとく、第 1 遊星歯車組 G1 を配置すると共にこの第 1 遊星歯車組 G1 を包囲するよう設けて第 3 クラッチ C3 を配置する。

第 1 遊星歯車組 G1 は、反力受けとして機能するようサンギヤ S1 をポンプカバー 6 の後方へ突出する中心ボス部 6a にセレーション嵌着して常時回転不能とし、回転入力メンバである第 1 リングギヤ R1 を入力軸 1 から径方向外方へ延在するフランジ 10 の外周に結合する。

【 0 0 4 1 】

特に、本実施の形態においては、図 7 に示すように、減速用遊星歯車組としての第 1 遊星歯車組 G1 の第 1 リングギヤ R1 と、そのリングギヤ R1 の径方向外方に配置される直結クラッチとしての第 3 クラッチ C3 とを以下のような構成とする。

【 0 0 4 2 】

即ち、入力軸 1 に近い中間軸 4 の前端から径方向外方へ延在させて第 1 リングギヤ R1 を包囲するようクラッチドラム 11 を設け、該クラッチドラム 11 の内周および第 1 リングギヤ R1 の外周にそれぞれスプライン溝を形成しそれら溝にスプライン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチバック 12 を設け、これらで直結クラッチとしての第 3 クラッチ C3 を構成し、このクラッチ C3 を減速用遊星歯車組 G1 の外周に配置する。

【 0 0 4 3 】

これにより、第 3 クラッチ C3 を構成しその第 3 クラッチ C3 への入力部材となるクラッチハブと減速遊星歯車組 G1 の第 1 リングギヤ R1 とは同一部材で構成され、それらは軸線方向に関して互いに重なるように設けられる。そのリングギヤ R1 は、第 3 クラッチ C3 のクラッチハブに兼用されることから、外周部に第 3 クラッチ C3 のクラッチハブを具えた構成とされる。

【 0 0 4 4 】

なお、第 3 クラッチ C3 の作動ピストンであるクラッチピストン 13 は、ポンプハウジング 5 およびポンプカバー 6 よりなるオイルポンプケースから遠い第 1 遊星

歯車組G1の側に配置し、これがためクラッチピストン13は遊星歯車組G1と対面するクラッチドラム11の端壁11aおよび中間軸4の前端に嵌合する。

【0045】

第3クラッチピストン13は、コントロールバルブボディーから油路14a, 14b, 14cを経て供給される作動油圧を受けて図の右方へストロークすることで第3クラッチC3を締結し得るものとする。

中空軸9の前端から径方向外方へ延在し、その後第3クラッチC3を包囲するようなドラム状となした連結部材51を設け、該連結部材51の前端をキャリアPC1に結合する。

ここでキャリアPC1は前記したところから明らかなように、第1遊星歯車組（減速用遊星歯車組）G1の回転出力メンバを構成する。

【0046】

中間壁8および端蓋7間に画成された後部（変速機の後端部）空所内には、複合遊星歯車列を構成する第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3と、第1クラッチC1および第2クラッチC2と、第1ブレーキB1および第2ブレーキB2とを、図6に示すごとくに配置する。

第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3は中間軸4上に配置するが、第2遊星歯車組G2を第3遊星歯車組G3よりも入力軸1に近い側に位置させる。

第2遊星歯車組G2のサンギヤS2および第3遊星歯車組G3のサンギヤS3を第1連結メンバM1により一体化すると共に中間軸4上に回転自在に支持する。

中空軸9の中ほどから径方向外方へ延在し、その後軸線方向後方へ延在して第2リングギヤR2の外周に至るクラッチドラム15を設け、該クラッチドラム15の内周およびリングギヤR2の外周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック16を設け、これらで第1クラッチC1を構成する。

【0047】

上記のようにして第2遊星歯車組G2の外周に配置した第1クラッチC1よりも入力軸1に近い側に第2クラッチC2を配置するため、第2サンギヤS2の入力軸寄りの外縁に径方向外方へ延在するクラッチハブ17を固設し、該クラッチハブ17の外周とクラッチドラム15の内周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレートの交互

配置になるクラッチバック18を設け、これらで第2クラッチC2を構成する。

なお、第1クラッチC1のクラッチピストン19および第2クラッチC2のクラッチピストン20は、クラッチピストン19の内側でクラッチピストン20が摺動するダブルピストンとして第1クラッチC1から遠い第2クラッチC2の側にまとめて配置し、これがためクラッチピストン20を第2遊星歯車組G2と対面するクラッチドラム15の端壁に嵌合する。

これらクラッチピストン19、20は、中間壁8および中空軸9に穿った個々の油路21（図では1個の油路のみが見えている）からの作動油圧を受けてストロークすることで第1クラッチC1および第2クラッチC2を個別に締結し得るものとする。

【0048】

第3遊星歯車組G3は前記したごとくダブルサンギヤ型遊星歯車組とするが、リングギヤR3の歯幅をピニオンP3の歯幅よりも小さくしてリングギヤR3を第2遊星歯車組G2に近い端部においてピニオンP3に噛合するよう位置させ、リングギヤR3を第2遊星歯車組G2のキャリアPC2に第2連結メンバM2で結合する時この連結メンバM2を短くし得るようになす。

上記リングギヤR3の外周には、第1クラッチC1および第2クラッチC2のクラッチドラム15を包囲するよう配置した筒状連結メンバ22の一端を結着し、該筒状連結メンバ22の他端を出力歯車2に結着する。

【0049】

そして第3遊星歯車組G3のキャリアPC3に、これから、前記したごとくサンギヤS3,S4間を経て径方向内方へ延在するセンターメンバCMを設けると共に、ピニオンP3の軸線方向中程位置においてリングギヤR3の端面に沿うよう径方向外方へ延在するアウターメンバOMを設ける。

センターメンバCMは中間軸4に駆動結合し、これによりキャリアPC3をセンターメンバCMおよび中間軸4を経て第3クラッチC3のクラッチドラム11に結合する。

アウターメンバOMには、その外周に結合してブレーキハブ23を設け、このブレーキハブ23を筒状連結メンバ22の外周に配置して中間壁8に接近する前方へ延在

させる。

ブレーキハブ23の前端における外周および変速機ケース3の内周にスプライン嵌合したブレーキプレートの交互配置になるブレーキパック24を設け、これにより第1ブレーキB1を構成し、この第1ブレーキB1を、ブレーキパック24の後方において変速機ケース3内に嵌合したブレーキピストン25により適宜締結可能にする。

【0050】

ブレーキハブ23の後端に被さるようブレーキハブ26を設け、該ブレーキハブ26の後端壁26aを第3遊星歯車組G3の背後に沿うよう円周方向内方に延在させ、このブレーキハブ後端壁26aの内周を第3遊星歯車組G3のサンギヤS4に結合する。

ブレーキハブ26の外周および変速機ケース3の内周にスプライン嵌合したブレーキプレートの交互配置になるブレーキパック27を設け、これにより第2ブレーキB2を構成し、この第2ブレーキB2を、ブレーキパック27の後方において変速機ケース3内に嵌合したブレーキピストン28により適宜締結可能にする。

以上により、第1ブレーキB1および第2ブレーキB2はそれぞれ、第1クラッチC1および第2クラッチC2の外周に配置されると共に、第2ブレーキB2よりも第1ブレーキB1が入力軸1（第1遊星歯車組G1）の近くに配置されるが、これら第1ブレーキB1および第2ブレーキB2は第3遊星歯車組G3よりも第2遊星歯車組G2寄りに配置する。

【0051】

また、複合遊星歯車列（遊星歯車組G2,G3）と2つのクラッチC1,C2とは、減速用遊星歯車組（第1遊星歯車組G1）に対し入力部（入力軸1）と反対側にそれぞれ配置される。

【0052】

なお、図1、図3～5のスケルトン図では省略したが、第1ブレーキB1を構成するブレーキハブ23の前端と変速機ケース3との間にはワンウェイクラッチOWCを設け、第1ブレーキB1の解放状態でこのワンウェイクラッチOWCによる第3キャリアPC3の一方向回転阻止で前進第1速状態が得られるようにする。

但しこのワンウェイクラッチOWCによる第1速では、エンジnbrakeキ時におけ

る第3キャリアPC3の逆方向回転をワンウェイクラッチOWCが許容するためエンジンブレーキが得られず、エンジンブレーキ要求時は第1ブレーキB1を締結して第3キャリアPC3の当該逆方向回転を阻止するようになる。

変速機ケース 3 内には別に、入力軸 1 および中間軸 4 と平行なカウンターシャフト29を回転自在に支持して設け、これにカウンターギヤ30およびファイナルドライブピニオン31を一体成形し、カウンターギヤ30を出力歯車 2 に噛合させ、ファイナルドライブピニオン31に図示せざる車両駆動輪間のディファレンシャルギヤ装置を噛合させる。

【 0 0 5 3 】

以上の実態構成になる図 6 および図 7 のごとき歯車変速装置においては、前進 6 速・後退 1 速の変速段を選択可能な自動変速機用歯車変速装置は、クラッチのうち 2 つのクラッチC1,C2は第1遊星歯車組G1から複合遊星歯車列（遊星歯車組G2,G3）への減速回転を断接するクラッチとされ、クラッチのうち 1 つのクラッチC3は、入力回転を等速で複合遊星歯車列に出力する直結クラッチとされて、減速用遊星歯車組の第 1 リングギヤR1の径方向外方に配設され、第 1 リングギヤR1はその外周部に、第 3 クラッチ（直結クラッチ）C3を構成しその第 3 クラッチC3への入力部材となるクラッチハブを具えている。

【 0 0 5 4 】

かかる構成により、ギヤトレインの径方向に関し、第 1 リングギヤR1の外周部との第 3 クラッチC3のクラッチハブとが一体化されるので、クラッチハブの厚さ分及びクラッチハブとリングギヤとの隙間分の確保を不要とすることができる。

【 0 0 5 5 】

これにより、変速機の前端側でのメンバを重合配置することによる変速機全長の短縮を可能とした構成において、自動変速機の径方向の拡大を防止させ得て、ギヤトレインの主軸とデフ軸の軸間距離に対して大きなデフリングギヤ（図示せず）外径の確保を可能とすることができる。なお、第 3 クラッチC3は減速トルクが伝達されないため他の部分に配置されたクラッチと比較すると比較的小容量で済む。

【 0 0 5 6 】

従って、自動変速機の軸線方向長さの拡大を防止させつつ径方向長さの拡大をも防止させることができるので、ギヤノイズの低減を可能とし、かつ、ギヤトレインの主軸とデフ軸の軸間距離に対して大きなデフリングギヤ外径の確保を可能として車両搭載性の向上を図ることができる。

【 0 0 5 7 】

さらに、本実施の形態の自動変速機用歯車変速装置では、第 1 遊星歯車組 G1 を、第 1 リングギヤ R1 に噛み合う第 1 ピニオン P1 と、その第 1 ピニオン P1 に噛み合う第 1 サンギヤ S1 と、第 1 ピニオン P1 を回転自在に支持する第 1 キャリア PC1 とから成り、回転入力メンバを第 1 リングギヤ R1 とし、回転出力メンバを第 1 キャリア PC1 とするシングルピニオン型遊星歯車組として構成している。

【 0 0 5 8 】

従って、自動変速機の径方向に関して第 1 遊星歯車組 G1 をより小径化させることができから、ギヤトレインの主軸とデフ軸との軸間距離に対してより大きなデフリングギヤ径の確保を可能なものとすることができる。

【 0 0 5 9 】

また、本実施の形態の自動変速機用歯車変速装置は、第 3 クラッチ C3 のクラッチハブと第 1 遊星歯車組 G1 の第 1 リングギヤ R1 とを軸線方向に関して少なくとも一部で重なるように設けているから、自動変速機の軸線方向長さの拡大を防止させることができる。

【 0 0 6 0 】

また、本実施の形態の自動変速機用歯車変速装置は、複合遊星歯車列（遊星歯車組 G2, G3）と 2 つのクラッチ C1, C2 とを、第 1 遊星歯車組 G1 に対し入力軸 1 と反対側にそれぞれ配置しているから、減速側の入力と第 3 クラッチ C3（直結クラッチ）の入力とを近づけた構成とすることができ、上述した効果を有利に発揮できるレイアウトを実現できる。

【 0 0 6 1 】

また、第 3 クラッチ C3 のクラッチハブと第 1 遊星歯車組 G1 の第 1 リングギヤ R1 とは同一部材であることから、第 1 リングギヤ R1 の外周に第 3 クラッチ C3 のクラッチハブを容易に形成できる。

【 0 0 6 2 】

以上、図示例に基づき説明したが、本発明の自動変速機用歯車変速装置は、上記実施の形態において示した構成に限られるものではない。例えば、上記実施の形態の構成のように、減速用遊星歯車組としての第 1 遊星歯車組 G1 を回転入力メンバが第 1 リングギヤ R1 であり、回転出力メンバがキャリア PC1 であるシングルピニオン型遊星歯車組とすることが好ましいが、第 1 遊星歯車組 G1 を回転入力メンバがキャリア PC1 であり、回転出力メンバが第 1 リングギヤ R1 であるダブルピニオン型遊星歯車組として構成した場合についても適用可能である。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 本発明の一実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置を模式的に示すスケルトン図である。

【図 2】 同歯車変速装置における変速用摩擦要素の締結と選択変速段との関係を示す締結論理説明図である。

【図 3】 同歯車変速装置の変速段ごとのトルク伝達経路を示し、
 (a) は、前進第 1 速時のトルク伝達経路を示す図 1 と同様なスケルトン図、
 (b) は、前進第 2 速時のトルク伝達経路を示す図 1 と同様なスケルトン図、
 (c) は、前進第 3 速時のトルク伝達経路を示す図 1 と同様なスケルトン図である。

【図 4】 同歯車変速装置の変速段ごとのトルク伝達経路を示し、
 (a) は、前進第 4 速時のトルク伝達経路を示す図 1 と同様なスケルトン図、
 (b) は、前進第 5 速時のトルク伝達経路を示す図 1 と同様なスケルトン図、
 (c) は、前進第 6 速時のトルク伝達経路を示す図 1 と同様なスケルトン図である。

【図 5】 同歯車変速装置の後退変速段選択時におけるトルク伝達経路を示す図 1 と同様なスケルトン図である。

【図 6】 図 1 ～図 5 に示す歯車変速装置の実態構成を示す展開断面図である。

【図 7】 同歯車変速装置の実態構成における、本発明に関した部分を拡大して示す詳細拡大断面図である。

【図 8】 前進 6 速・後進 1 速を達成する自動変速機において軸長の増大を防い

で車両搭載性を向上させることでギヤノイズを低減させる従来技術の構成を説明するための説明図である。

【符号の説明】

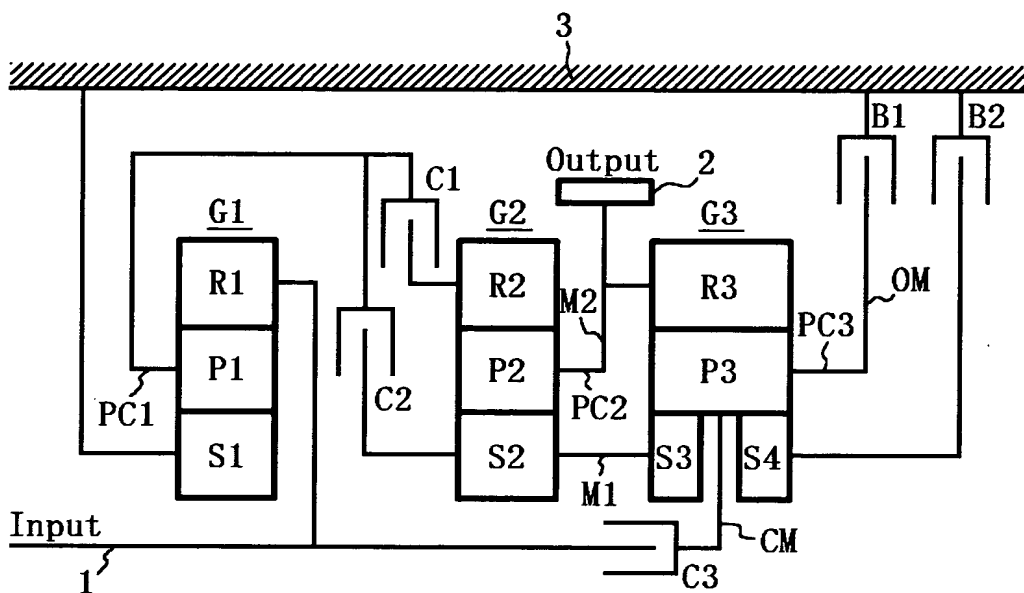
- G1 第1遊星歯車組（減速用遊星歯車組）
- G2 第2遊星歯車組（後段の変速機構）
- G3 第3遊星歯車組（後段の変速機構）
- M1 第1連結メンバ
- M2 第2連結メンバ
- C1 第1クラッチ
- C2 第2クラッチ
- C3 第3クラッチ（直結クラッチ）
- B1 第1ブレーキ
- B2 第2ブレーキ
- Input 入力部
 - 1 入力軸
- Output 出力部
 - 2 出力歯車
- S1 第1サンギヤ
- R1 第1リングギヤ（回転入力メンバ：回転出力メンバ）
- P1 第1ピニオン
- PC1 第1キャリアPC1（回転出力メンバ：回転入力メンバ）
- S2 第2サンギヤ
- R2 第2リングギヤ
- P2 第2ピニオン
- PC2 第2キャリア
- S3 第3サンギヤ
- S4 第4サンギヤ
- P3 第3ピニオン
- PC3 第3キャリア

- R3 第3リングギヤ
- CM センターメンバ
- OM アウターメンバ
- ENG エンジン（動力源）
- T/C トルクコンバータ
- 3 変速機ケース
- 4 中間軸
- 5 ポンプハウジング（オイルポンプケース）
- 6 ポンプカバー（オイルポンプケース）
- 6a サンギヤ固設中心ボス部
- 7 端蓋
- 8 中間壁（出力歯車支持壁）
- 9 中空軸
- 10 フランジ
- 11 クラッチドラム
- 12 クラッチパック
- 13 クラッチピストン
- 14a 第3クラッチ作動油路
- 14b 第3クラッチ作動油路
- 14c 第3クラッチ作動油路
- 15 クラッチドラム
- 16 クラッチパック
- 17 クラッチハブ
- 18 クラッチパック
- 19 クラッチピストン
- 20 クラッチピストン
- 21 第1クラッチまたは第2クラッチ作動油路
- 22 筒状連結メンバ
- 23 ブレーキハブ

- 24 ブレーキパック
- 25 ブレーキピストン
- 26 ブレーキハブ
- 27 ブレーキパック
- 28 ブレーキピストン
- 29 カウンターシャフト
- 30 カウンターギヤ
- 31 ファイナルドライブピニオン
- 32 クラッチハブ
- 51 ドラム状連結部材
- 101 カウンターギヤ
- 102 クラッチハブ

【書類名】 図面

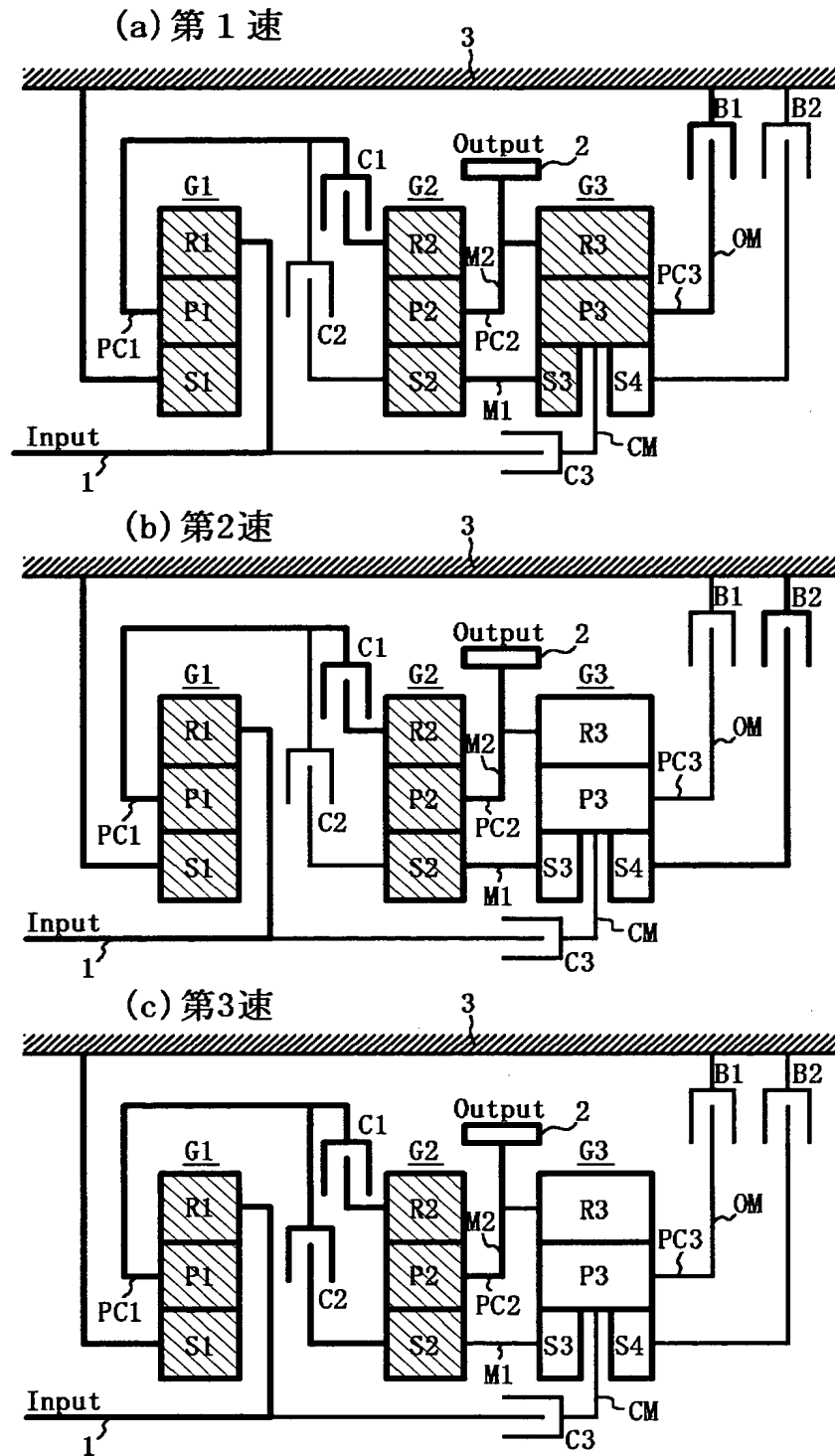
【図 1】



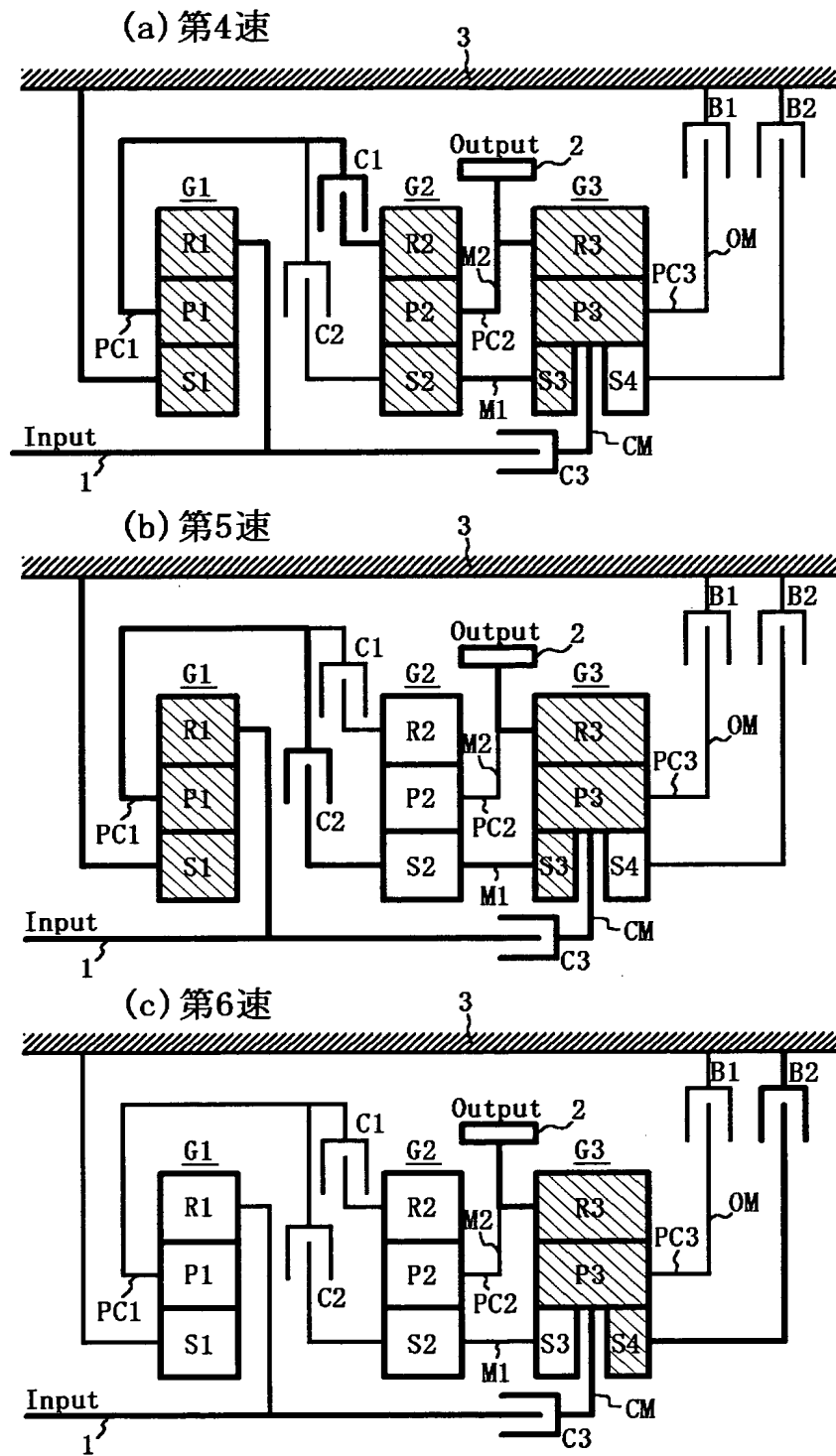
【図 2】

摩擦要素 変速段		C1	C2	C3	B1	B2
前 進	第1速	○			○	
	第2速	○				○
	第3速	○	○			
	第4速	○		○		
	第5速		○	○		
	第6速			○		○
後 退			○		○	

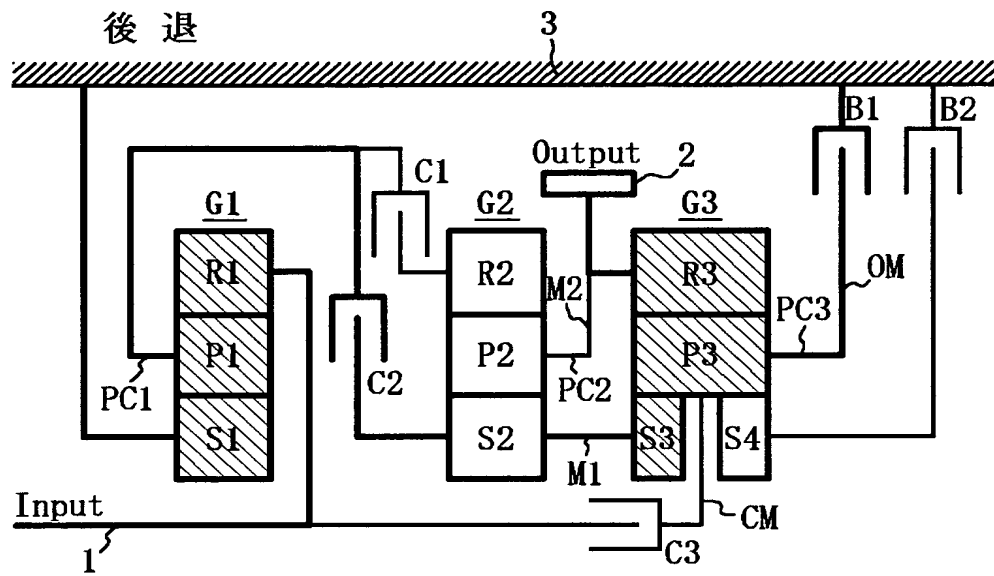
【図 3】



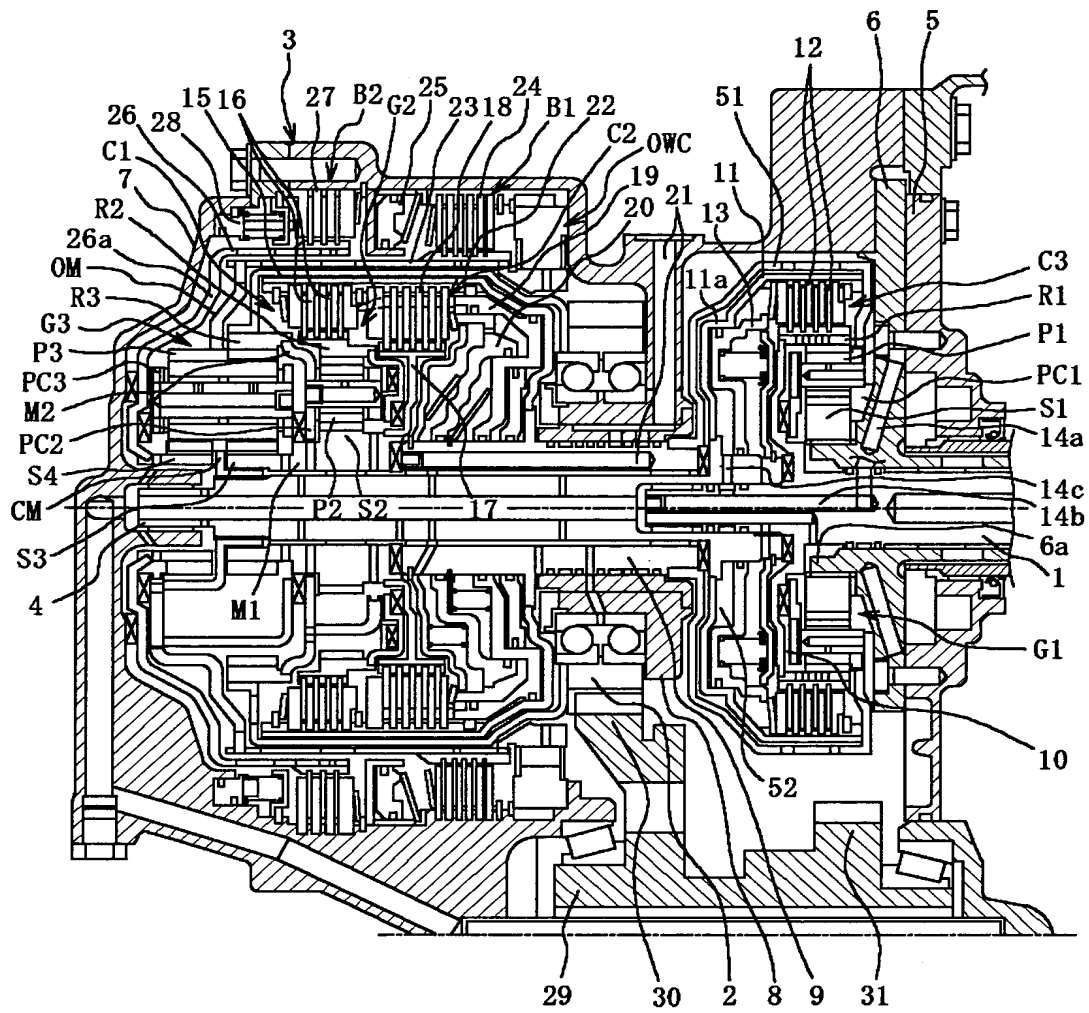
【図 4】



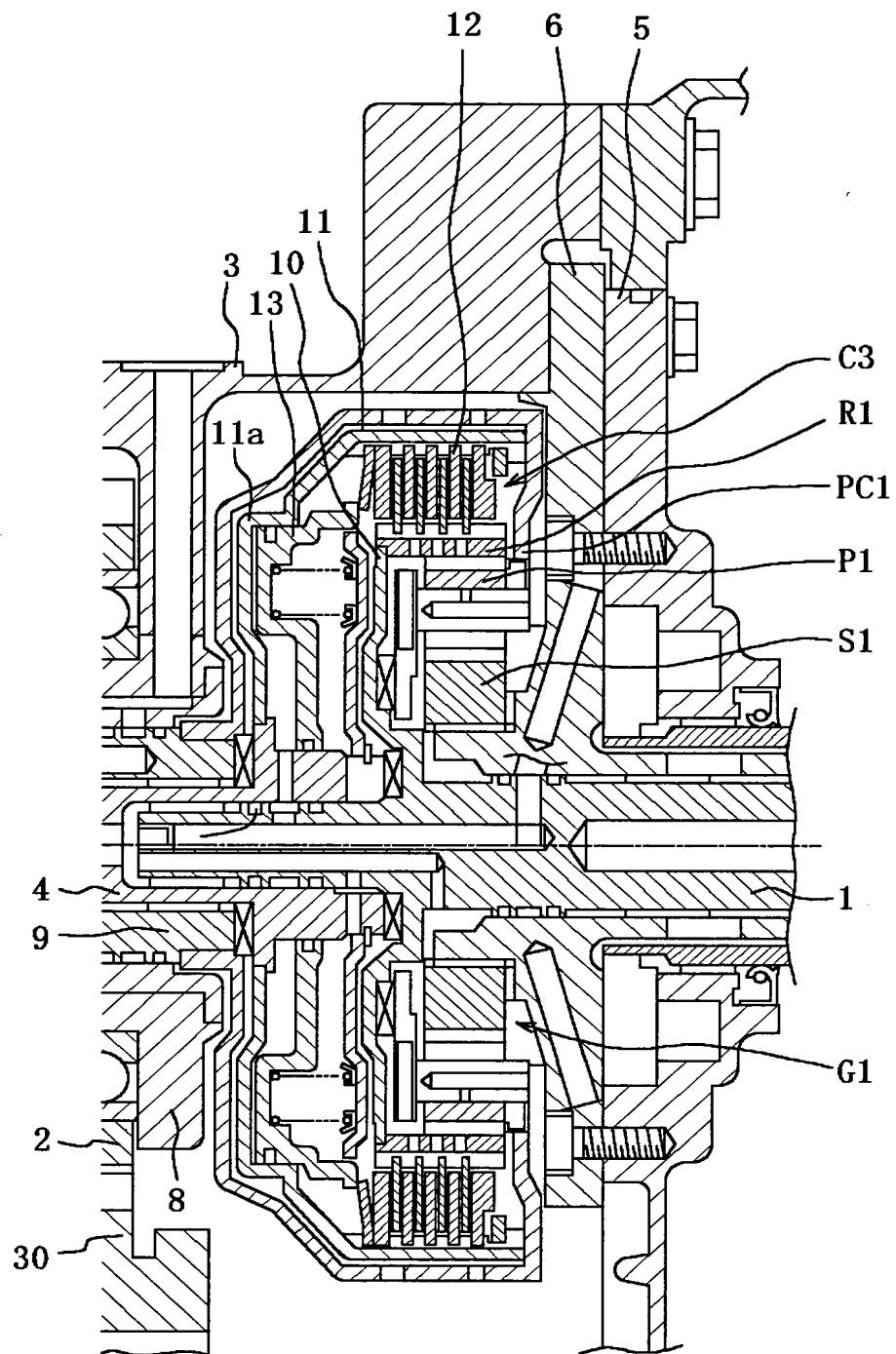
【図 5】



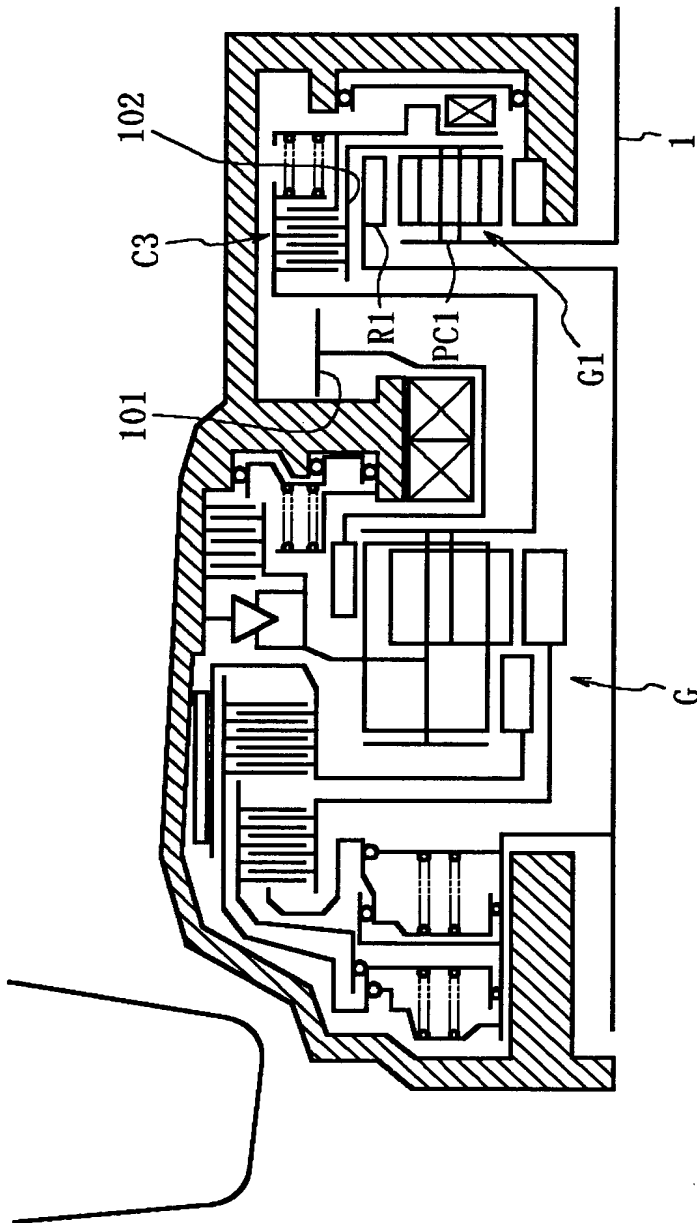
【図 6】



【図 7】



【図 8】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 ギヤトレインの主軸とデフ軸との軸間距離に対して大きなデフリングギヤの外径を確保することができる自動変速機用歯車変速装置を提供することを目的とする。

【解決手段】 動力源からの回転を入力する入力軸（入力部）1と、当該歯車変速装置の出力回転を伝達する出力歯車（出力部）2と、これらの間に多数の伝動経路を提供可能な複合遊星歯車列G2,G3を含む複数の遊星歯車組G1,G2,G3と、該伝動経路の1つを選択して対応変速比で入力部回転を変速し、出力部へ出力し得るようになすための選択的に断接可能なクラッチおよびブレーキとを具え、それらクラッチやブレーキの締結、解放との組み合わせにより前進6速・後退1速の変速段を選択可能な自動変速機用歯車変速装置において、減速用遊星歯車組G1の第1リングギヤR1の径方向外方に、動力源からの回転を等速で後段の変速機構に伝達する第3クラッチ（直結クラッチ）C3を配設し、第1リングギヤR1はその外周部に、第3クラッチC3を構成しそのクラッチC3への入力部材となるクラッチハブを具えた構成とする。

【選択図】 図7

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000231350]

1. 変更年月日	2002年 4月 1日
[変更理由]	名称変更
住 所	静岡県富士市今泉700番地の1
氏 名	ジャトコ株式会社